



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 36 16 768.1
22 Anmeldetag: 17. 5. 86
43 Offenlegungstag: 19. 11. 87

Behörden Eigentum

DE 36 16 768 A 1

71 Anmelder:
Fichtel & Sachs AG, 8720 Schweinfurt, DE

72 Erfinder:
Drexl, Hans-Jürgen, Dr., 8724 Mainberg, DE; Tebbe,
Gerhard, Dipl.-Ing., 8721 Geldersheim, DE

54 Verfahren zum Betrieb einer Kupplung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betrieb einer Kupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse innerhalb des Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine zur Dämpfung niederfrequenter Lastwechselschwingungen. Über eine Steuereinrichtung kann entweder durch Erfassen der Motordrehzahl oder der Bewegungen der Kraftstoffzumeßeinrichtung für den Motor ein Startzeitpunkt für Umschaltvorgänge für die Kupplung festgelegt werden. Durch den Startvorgang wird eine Drehmasse mehrmals gegensinnig zur Lastwechseleinrichtung zu- bzw. abgeschaltet, wodurch die niederfrequenten Lastwechselschwingungen in kürzester Zeit abklingen.

DE 36 16 768 A 1

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Kupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse innerhalb des Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine zur Dämpfung von niederfrequenten Lastwechselschwingungen sowie Anordnung einer Drehmasse nach diesem Verfahren, dadurch gekennzeichnet, daß beim Auftreten einer Lastwechselschwingung die Drehmasse (23) mehrmals gegensinnig zur Lastwechselschwingung zu- bzw. abgeschaltet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß nach ausreichendem Abklingen der Lastwechselschwingung der ursprüngliche Schaltzustand der Kupplung (24) wieder hergestellt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Steuereinrichtung (8) vorgesehen ist, welche durch Erfassung motorspezifischer Daten eine Lastwechselerkennung durchführt, und zwar zum Einleiten von Umschaltvorgängen der Kupplung (24) in getakteter Form.
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastwechselerkennung vorzugsweise durch Überwachung der Motordrehzahl (n) erfolgt.
5. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastwechselerkennung durch Überwachung des Motor-Sollwertstellers (29) erfolgt.
6. Verfahren nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (8) eine Signalfunktion (S) erzeugt, welche aus dem Motordrehzahlverlauf hergeleitet ist und durch Glättung und Differentiation vorzugsweise nach dem Kurbelwellenwinkel entsteht, wobei aus der Signalfunktion (S) sowohl die Lastwechselerkennung als auch die Festlegung des folgenden Startzeitpunktes zumindest für den ersten nachfolgenden Umschaltvorgang erfolgt.
7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmasse (23) vor der Lastwechselerkennung vorzugsweise zugeschaltet ist.
8. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lastwechselerkennung ein vorgegebener Schwellwert (S_1, S_2) der Signalfunktion (S) herangezogen wird.
9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß als Startzeitpunkt (t_s) ein Zeitpunkt festgelegt wird, der im wesentlichen mit dem ersten Drehzahlmaximum übereinstimmt und um einen festlegbaren Winkel (φ_4) nach einem Erkennungszeitpunkt (t_E) liegt, wobei der Erkennungszeitpunkt durch Quotientenbildung von momentanen Werten der Signalfunktion (S) mit dem vorausgegangenen Wert des Extremums in einem vorgegebenen Verhältnis festgelegt wird.
10. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Winkel (φ_4) unter Berücksichtigung der für die Kupplung (24) typischen Ansprechzeit festgelegt wird.
11. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß über den Erkennungszeitpunkt (t_E) in einem fest vorgegebenen Zeitrhythmus vom ersten Startzeitpunkt (t_s) an sowohl die Ausschaltzeiten (t_A) und Einschaltzeiten (t_{EN}) als auch die Anzahl der Wiederholungen (t_C) festgelegt sind und nach deren Ablauf die Steuereinrichtung (8) wieder den

Schwellwert (S_1, S_2) überwacht.

12. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß über den Erkennungszeitpunkt (t_E) und eine ständige Kontrolle des Schwellwertes (S_1, S_2) jeweils die Ausschaltzeitpunkte in Form der Startzeitpunkte (t_s) durch die Extremwerte (1, 2, 3) der Signalfunktion (S) und die Einschaltzeiten (t_A) gangabhängig starr festgelegt sind.
13. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß über den Erkennungszeitpunkt (t_E) und eine ständige Kontrolle des Schwellwertes (S_1, S_2) jeweils die Ausschaltzeitpunkte in Form der Startzeitpunkte (t_s) durch die Extremwerte (1, 2, 3) der Signalfunktion (S) und die Einschaltzeitpunkte durch dazwischenliegende Werte geregelt werden.
14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Einschaltzeitpunkte beispielsweise über die Nulldurchgänge (6) der Signalfunktion (S) geregelt werden.
15. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lastwechselerkennung der zeitliche Verlauf des Sollwertstellers (29) herangezogen und zusammen mit dem gewählten Gang eine Verzugszeit (t_V) bestimmt wird, nach welcher der Startzeitpunkt zumindest des ersten Umschaltvorganges festgelegt wird.
16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmasse (23) vor der Lastwechselerkennung vorzugsweise zugeschaltet ist.
17. Verfahren nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß vom Startzeitpunkt an in einem gangabhängig fest vorgegebenen Zeitrhythmus (t_C) sowohl die Umschaltzeitpunkte für die Kupplung (24) als auch die Anzahl der Wiederholungen gangunabhängig festgelegt sind.
18. Anordnung einer Drehmasse nach dem Verfahren entsprechend den Ansprüchen 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß als Kupplung vorzugsweise eine Reibungskupplung (24) vorgesehen ist.
19. Anordnung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungskupplung (24) vorzugsweise elektromagnetisch (28) betätigbar ist.
20. Anordnung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmasse (23) vorzugsweise an die Getriebeeingangswelle (19) eines Kraftfahrzeug-Antriebsstranges zwischen Anfah- und Schaltkupplung (10) und Getriebe (12) ankoppelbar ist.
21. Anordnung nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmasse (23) frei drehbar am Getriebegehäuse (11) gelagert und über eine fest am Getriebe (12) oder Getriebegehäuse (11) angeordnete Elektromagnetspule (28) an eine sich zwischen beiden erstreckende Kupplungsscheibe (25), die drehfest auf der Getriebeeingangswelle (19) befestigt ist, ankoppelbar ist.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betrieb einer Kupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse innerhalb des Antriebsstranges eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine zur Dämpfung von niederfrequenten Lastwechselschwingungen sowie Anordnung einer Drehmasse nach diesem Verfahren.

Aus der DE-OS 34 04 738 ist die Anordnung einer zusätzlichen Drehmasse im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine bekannt, welche in-

folge ihrer Anordnung auf der Getriebeeingangswelle während des Schaltvorganges abgekoppelt werden muß, um die Synchronisationseinrichtung des Schaltgetriebes nicht zu belasten. Nach dem Stand der Technik ist daher mit dem Ausrücksystem der Anfah- und Schaltkupplung eine Reibereinrichtung zwangsgekoppelt, welche die Drehmasse bei ausgekuppelter Anfah- und Schaltkupplung abtrennt.

Eine solche zwangsweise Koppelung mit dem Ausrücksystem einer Anfah- und Schaltkupplung ist nicht in allen Fällen ohne weiteres durchführbar oder wünschenswert. So kann diese Zusatzmasse beispielsweise an anderer Stelle untergebracht werden und eine Koppelung der vorgenannten Art ist daher nicht mehr ohne weiteres durchzuführen. Zum anderen ist es nicht unbedingt erforderlich, die Zusatzmasse über den gesamten nutzbaren Drehzahlbereich zugeschaltet zu lassen.

Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Verfahren zum Betrieb einer Kupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse zu erstellen, welches nicht nur die räumlich unabhängige Anordnung der Drehmasse ermöglicht, sondern deren Einsatzzweck noch deutlich erweitert.

Diese Aufgabe wird durch das Kennzeichen des Hauptanspruches gelöst. — Durch mehrmaliges gegensinniges Zu- bzw. Abschalten dieser Drehmasse können niederfrequente Lastwechselschwingungen in kürzester Zeit wirksam gedämpft werden. Solche Lastwechselschwingungen entstehen dann, wenn bei einem Kraftfahrzeug plötzlich über die Brennkraftmaschine beschleunigt oder verzögert wird. Dabei treten niederfrequente Schwingungen im Antriebsstrang auf, deren Frequenz vom Gesamtaufbau des Antriebsstranges und des Kraftfahrzeuges und vom jeweils eingelegten Gang abhängig ist. Diese Schwingungen bewegen sich in der Größenordnung von vier bis zehn Hertz. Mit gegensinnigem Zu- bzw. Abschalten der mit der Drehmasse gekoppelten Kupplung ist gemeint, daß diese Drehmasse beispielsweise in einem Drehzahlmaximum abgeschaltet wird und dann kurzzeitig mit dieser Drehzahl frei weiterläuft und noch vor Erreichen des nächsten Drehzahlminimums wieder zugeschaltet wird, um die in der Drehmasse gespeicherte Energie zum Absenken der einzelnen Drehzahlausschläge zu benutzen. Es hat sich nämlich herausgestellt, daß mit relativ kleinen Drehmassen, welche gegensinnig zu- bzw. abgeschaltet werden, die Nachschwingungen drastisch reduziert werden können.

Gemäß Anspruch 2 wird vorgeschlagen, nach ausreichendem Abklingen der Lastwechselschwingungen den ursprünglichen Schaltzustand der Reibungskupplung wieder herzustellen. Die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes im Antriebsstrang zur Absenkung der Eigenfrequenz sowie von Getriebegeräuschen und Brummneigung ist normalerweise nur in einem mittleren Drehzahlbereich notwendig. Darunter und darüber kann die Drehmasse daher abgekoppelt werden. Beim Auftreten von Lastwechselschwingungen muß sie jedoch wieder eingesetzt werden. Daher ist es besonders sinnvoll, bei bereits zugeschalteter Drehmasse als ersten Schaltvorgang einen Abschaltvorgang einzuleiten und nach Abklingen der Lastwechselschwingungen die Zusatzmasse wieder zuzuschalten. Tritt eine solche Lastwechselschwingung außerhalb des Drehzahlbereiches auf, in dem die Drehmasse normalerweise zugeschaltet ist, so wird selbstverständlich der erste Schaltvorgang ein Zuschaltvorgang sein.

Zur Durchführung des Verfahrens wird vorgeschla-

gen, eine Steuereinrichtung einzusetzen, welche durch die Erfassung motorspezifischer Daten eine Lastwechselerkennung durchführt und daraufhin die Umschaltvorgänge einleitet. Diese Steuereinrichtung kann die Lastwechselerkennung sowohl durch Überwachung der Motordrehzahl als auch des Motor-Sollwertstellers durchführen.

Die Lastwechselerkennung über die Motordrehzahl erfolgt gemäß der Erfindung derart, daß sich die Steuereinrichtung aus dem Motordrehzahlverlauf eine Signalfunktion errechnet, die durch Glättung und Differentiation vorzugsweise nach dem Kurbelwellenwinkel entsteht. Eine Differentiation nach der Zeit wäre zwar auch möglich, jedoch läßt sich die Signalfunktion als Funktion des Kurbelwellenwinkels leicht über Impulsgeber erfassen und hat den besonderen Vorteil, daß die Zündfrequenz als Haupterregung leicht drehzahlunabhängig, beispielsweise ohne mitlaufende Filter, geglättet werden kann. Diese Signalfunktion steht jeweils in einem bestimmten Verhältnis zur schwankenden Motordrehzahl. So treten beispielsweise die Extremwerte der Signalfunktion rechtzeitig vor den Extremwerten der schwankenden Drehzahl auf, so daß sie zur Steuerung der Kupplung herangezogen werden können.

In Abhängigkeit vom Erkennen des Beginns einer Lastwechselschwingung durch die Steuereinrichtung kann diese über die Signalfunktion die Kupplung zum An- und Abkoppeln der Drehmasse sicher steuern. Dabei sind erfindungsgemäß drei verschiedene Steuersysteme möglich, die in der Beschreibung näher erläutert werden. Eine vierte Möglichkeit besteht darin, über die Bewegung des Sollwertstellers, wie z. B. des Gaspedals, eine Lastwechselerkennung durchzuführen und über eine entsprechend vorprogrammierte Verzugszeit den Startzeitpunkt für das Umschalten der Kupplung festzulegen.

Die Kupplung zum An- bzw. Abkoppeln der Drehmasse wird vorzugsweise als Reibungskupplung ausgeführt. Die Drehmasse selbst wird vorzugsweise an die Getriebeeingangswelle gekoppelt. Das erfindungsgemäße Verfahren wird anschließend an Hand von Schwingungsverläufen und daraus abgeleiteten Größen zur Steuerung der Kupplung näher erläutert. Es zeigt im einzelnen:

Fig. 1 sowohl einen gedämpften als auch einen ungedämpften Drehzahlverlauf beim Auftreten einer Lastwechselschwingung. Gleichzeitig ist in Abhängigkeit von diesem Drehzahlverlauf der Verlauf des mittleren Motormomentes und der Signalfunktion dargestellt, welche zum Steuern der Kupplung herangezogen werden;

Fig. 2 einen Ausschnitt aus der Signalfunktion zur Darstellung der Ableitung des Startzeitpunktes aus der Erkennung des vorausgegangenen Extremwertes der Signalfunktion in vergrößerter Darstellung;

Fig. 3 die Möglichkeit von gesteuertem und geregelter Einsatz der Kupplung zum An- bzw. Abkoppeln der Drehmasse in Abhängigkeit von der Signalfunktion in gedämpfter Form nach drei verschiedenen Systemen;

Fig. 4 bis 7 vier verschiedene Blockschaltbilder, nach welchen die Steuereinrichtung arbeitet;

Fig. 8 eine mögliche Einbausituation einer Drehmasse zwischen Anfahrkupplung und Getriebe;

Fig. 9 die Prinzipsituation und Verbindung zwischen Steuereinrichtung und Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges.

Zunächst sei kurz auf die Prinzipanordnung gemäß Fig. 9 eingegangen: Sie zeigt den Antriebsstrang eines

Kraftfahrzeuges mit Motor 9, Kupplungsgehäuse 11, Getriebe 12, Antrieb 13 und Rad 14. Zur Steuerung der beispielsweise im Kupplungsgehäuse 11 angeordneten Drehmasse ist eine Steuereinrichtung 8 vorgesehen, welche eine typische Drehzahl im Kraftübertragungsweg überwacht, und zwar vorzugsweise die Motordrehzahl. Wie später noch eingehend beschrieben wird, kann die Steuereinrichtung 8 allerdings auch anstelle der Drehzahl einen Motor-Sollwertsteller überwachen, das ist z. B. der Vergaser 29, eine Einspritzpumpe oder ein Bauteil zwischen Gaspedal und den genannten Zumeßeinrichtungen. In einigen Fällen ist auch eine Gangerkennung nötig, wozu dabei die Steuereinrichtung 8 mit dem Getriebe 12 zur Gangerkennung verbunden ist. Diese Gangerkennung kann einmal aus dem jeweils eingelegten Gang oder auch aus dem Verhältnis von Motor- zu Getriebeausgangsdrehzahl erfolgen.

Fig. 1 zeigt über die Zeit t in der obersten Kurve den Drehzahlverlauf n beispielsweise an der Kurbelwelle des Motors. Die Drehzahl beginnt mit n_1 und weist hochfrequente Schwingungen auf, die von den einzelnen Arbeitstakten, z. B. einer Vierzylinder-Viertakt-Brennkraftmaschine, herrühren. Durch plötzliches Gasgeben oder -wegnehmen wird eine niederfrequente Lastwechselschwingung erzeugt, welche deutlich zu erkennen ist. Sie weist die Schwingungszeit T auf, woraus sich die Frequenz nach der Funktion $f = 1:T$ (Hz) ableiten läßt. Die stark ausgezogene Linie zeigt dabei eine Lastwechselschwingung, die nahezu ungedämpft wirksam ist. Die gestrichelt dargestellte Linie zeigt dahingegen eine durch den gezielten Einsatz einer Drehmasse stark gedämpfte Schwingung. Diese Linie zeigt außerdem, daß durch den Einsatz der Drehmasse die Frequenz der gedämpften Schwingung geringfügig niedriger liegt, da der Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Drehzahlmaxima in der gleichen Schwingungsrichtung weiter auseinanderliegt als bei der ausgezogenen Linie. Im übrigen sind die Frequenzen solcher Lastwechselschwingungen in einem typischen Bereich zwischen vier und etwa zehn Hertz angesiedelt und einmal vom Fahrzeugtyp und zum anderen vom jeweils eingelegten Gang abhängig.

Die Kurvenzüge unterhalb der Drehzahlkurve geben einmal das mittlere Motormoment M an, wie es vor und nach der Laständerung auftritt. M_1 gibt die Höhe des Motormomentes vor Eintreten der Lastwechselschwingung an und das Moment M_2 stellt das mittlere Motormoment nach der entsprechenden Gaspedaländerung dar. In diesem Falle ist diese Änderung durch Gasgeben hervorgerufen worden. Durch die Lastwechselschwingung ergibt sich dann beispielsweise an den getriebenen Rädern eine Momentenverteilung mit dem hier gezeigten Verlauf von H . Dabei ist zu erkennen, daß die ungedämpfte Schwingung die Extreme von H in Form von H_1 , H_2 und H_3 relativ langsam abnehmen, während in der gestrichelten Form entsprechend einer gedämpften Schwingung diese Extremwerte in Form von H_1' , H_2' und H_3' erheblich schneller abnehmen. Die Zeit für eine Schwingung entsprechend T ist hierbei gleich der Drehzahlkurve. Der dritte Kurvenzug in Fig. 1 ist die Signalfunktion S . Diese Signalfunktion S wird von der Steuereinrichtung 8 aus den Messungen der Drehzahlverläufe gewonnen. Die Signalfunktion S ergibt sich aus einem Glätten des Drehzahlverlaufes und einer Differentiation nach dem Kurbelwinkel. Die Differentiation nach dem Kurbelwinkel ist leicht über Impulsgeber erfassbar, hat den großen Vorteil, daß die Zündfrequenz leicht, drehzahlunabhängig und ohne mitlaufende Filter geglättet

werden kann. Somit stellt diese Kurve S die mittlere Steigung der Drehzahl n des Motors dar. Die Signalfunktion weist ebenso wie der Verlauf der Drehzahl verschiedene Extremwerte auf, wobei eine komplette Schwingung ebenfalls die Schwingungszeit T aufweist und somit auch die gleiche Frequenz wie die Drehzahlkurve besitzt. Allerdings ist durch den Glättungsvorgang gegenüber dem Drehzahlverlauf eine Phasenverschiebung mit dem Winkel φ_2 aufgetreten, der kleiner ist als 74° infolge der Differentiation. Damit liegen die Extremwerte der Signalfunktion S jeweils vor den Extremwerten der Drehzahlkurve und somit kann die Signalfunktion mit ihren Extremwerten zur Steuerung der Drehmasse herangezogen werden. Das rechtzeitige Erkennen der Extreme der Signalfunktion S wird in Verbindung mit Fig. 2 noch eingehend beschrieben. Das Zubzw. Abschalten der Drehmasse beispielsweise auf der Getriebeeingangswelle erfolgt vorteilhafterweise gegensinnig zu den Lastwechselschwingungen. Das bedeutet, daß die Drehmasse z. B. bis zum ersten Maximalwert der Drehzahl zugeschaltet bleibt, im Bereich des ersten Maximalwertes abgeschaltet wird und somit mit der hier erzielten Drehzahl weiterdreht und vor Erreichen des ersten Minimalwertes (das ist der zweite Extremwert) nach der halben Schwingungsdauer T wieder zugeschaltet wird. Dadurch werden die beiden Drehzahlen sowohl des Antriebsstranges als auch der Drehmasse gegenseitig angeglichen und die in der Drehmasse gespeicherte Energie dient dazu, den Drehzahlverlauf in Richtung auf seinen ersten Minimalwert zu bremsen. Gleichzeitig wird die Drehzahl der Drehmasse dadurch wieder herabgesetzt. Auf diese Weise können die Lastwechselschwingungen ganz erheblich gedämpft werden. Wird dieser Vorgang mehrmals hintereinander durchgeführt, so entsteht eine entsprechende gestrichelte Drehzahlkurve bzw. gestrichelte Momentenkurve gemäß Fig. 1, wobei ersichtlich ist, daß bereits nach zwei Schwingungen die Lastwechselschwingung so weit abgeklungen sein kann, daß die Drehmasse nicht weiter gegensinnig getaktet zu- bzw. abgeschaltet werden muß. In der Kurve der Signalfunktion S ist zusätzlich eine strichpunktierte Linie mit der Bezeichnung SW dargestellt, welche den Bewegungsablauf des Sollwertstellers des Motors über der Zeit darstellen soll. Diese Bewegung beispielsweise des Gaspedals, des Gaspedalgestänges oder der Drosselklappe des Vergasers oder der Betätigungseinrichtung für eine Einspritzanlage bei einem Dieselmotor kann unter bestimmten Voraussetzungen ebenfalls dazu eingesetzt werden, eine beginnende Lastwechselschwingung zu erkennen. Es hat sich nämlich gezeigt, daß die Stellungsänderung des Sollwertstellers ebenfalls rechtzeitig vor dem ersten Drehzahl-extremwert abgeschlossen ist und diesen somit erfassen kann. Es ist dann jedoch bis zum Einsetzen der ersten Steuerfunktion eine bestimmte Verzugszeit t_v einzuhalten, welcher allerdings gang- und typenabhängig vorzugeben ist.

Fig. 2 zeigt die vergrößerte Darstellung der Signalfunktion S entsprechend dem unteren Kurvenzug von Fig. 1. Dabei entspricht der gestrichelte Kurvenzug S_{TL} einer Laständerung innerhalb des Teillastbereiches und der Kurvenzug S_{VL} einer Änderung in Richtung Vollast. Die Signalfunktion S_{VL} und S_{TL} verlaufen prinzipiell gleich, nur mit unterschiedlicher Amplitude. Bei Punkt 1 erreicht die Signalfunktion S_{VL} ihren ersten Extremwert. Dieser Extremwert liegt um den Winkel φ_2 vor dem ersten Extremwert der Drehzahlkennlinie gemäß Fig. 1. Die Steuereinrichtung 8 kann nun diesen Punkt 1 erst

erkennen, wenn er bereits überschritten ist. Zu diesem Zwecke werden laufend die Momentanwerte der Signalfunktion mit dem vorausgegangenen Extremwert verglichen. Durch Bildung des Quotienten von Momentan- zu Extremwert und der Festlegung des Betrages auf einen Wert < 1 kann der Zeitpunkt der Erkennung t_E gegenüber dem Zeitpunkt t_{EX} entsprechend dem Extremwert der Signalfunktion exakt festgelegt werden. Dieser Zeitpunkt t_E liegt rechtzeitig vor dem Startzeitpunkt t_S , der im vorliegenden Falle beispielsweise genau mit dem ersten Drehzahlextremwert zusammenfällt. Dabei ergibt sich zwischen dem Extremwert der Signalfunktion gemäß t_{EX} und dem Erkennungszeitpunkt t_E ein Winkel von φ_3 und zwischen t_{EX} und t_S ein Winkel φ_2 . Durch Festlegung eines festen Quotienten wird in vorteilhafter Weise der Erkennungszeitpunkt t_E den gleichen Wert bzw. den gleichen Winkel φ_3 gegenüber t_{EX} aufweisen — sowohl bei einem Vollast-Lastwechsel gemäß der Kurve S_{VL} wie auch bei einer Teillastkurve gemäß dem Verlauf S_{TL} . Dabei ist in der vorliegenden Zeichnung gemäß Figur beispielsweise ein Quotient von 0,95 gewählt worden. Dadurch ergeben sich zwar unterschiedliche Änderungswerte der Signalfunktion S , sie sind jedoch prozentual gegenüber dem jeweiligen Maximum gleich groß und führen zum gleichen Erkennungszeitpunkt t_E . Der Winkel φ_4 ergibt sich hierbei aus $(\varphi_2 - \varphi_3)$.

Bei bestimmten, später noch zu beschreibenden Systemen ist es notwendig, bei jedem Extremwert der Signalfunktion S erneut eine Extremwelterkennung durchzuführen. Dabei wird auch bei Punkt 2 zur Erkennung des zweiten Extremwertes prinzipiell so verfahren, wie bei Erkennung des ersten Extremwertes gemäß Punkt 1. Auch hier wird durch Quotientenbildung der Erkennungszeitpunkt t_E festgelegt und dann in Abhängigkeit von diesem eine Steuerfunktion ausgelöst. Die eingezeichneten Extremwerte bedeuten im vorliegenden Falle bei Wechsel in den Vollastbereich S_{EXVL} und bei Wechsel im Teillastbereich S_{EXTL} . In beiden Fällen wird um den gleichen Quotienten nach Überschreiten des Maximalwertes der Erkennungszeitpunkt t_E festgelegt, der — wie oben beschrieben — für beide Fälle gleich ist, und in Abhängigkeit von diesem mit entsprechender Zeitverzögerung durch die Steuereinrichtung 8 ein Umsteuervorgang eingeleitet.

In Fig. 3 ist im oberen Kurvenzug die Signalfunktion S einer gedämpften Lastwechselschwingung wiedergegeben, wie sie beispielsweise aus der gestrichelten Drehzahlkurve n gemäß Fig. 1 abgeleitet werden kann. Die Steuereinrichtung 8 erkennt über einen vorgegebenen Schwellwert S_1 , der auch in Fig. 2 eingezeichnet ist, ob der Beginn einer Lastwechselschwingung vorliegt. Durch die Quotientenbildung gemäß obiger Beschreibung wird der Erkennungszeitpunkt t_E festgelegt. Desgleichen ist eine fahrzeugtypische Verzugszeit bekannt, die zwischen dem Zeitpunkt des Extremwertes t_{EX} und dem Startzeitpunkt t_S verstreichen muß, um den Umschaltvorgang für die Kupplung rechtzeitig zu starten. Dabei ist gemäß Fig. 2 der Winkel φ_2 größer als der Winkel φ_3 . Unter Annahme des richtig festgelegten Startzeitpunktes t_S sind nun in Fig. 3 auf der gleichen Zeitachse drei verschiedene Systeme untereinander angeordnet, bei welchen jeweils mit "0" der ausgeschaltete und mit "1" der eingeschaltete Zustand der Kupplung dargestellt werden soll. Bei allen drei Systemen wird davon ausgegangen, daß vor Eintreten einer Lastwechselschwingung die Drehmasse über die Reibungskupplung zugeschaltet war. Bei allen drei Systemen erfolgt

somit zum Startzeitpunkt t_S der Signalfunktion ein Ausschaltvorgang der Kupplung.

Bei System I ist nun durch Abstimmung in der Steuereinrichtung 8 von vornherein gangabhängig festgelegt, wie groß die Ausschaltzeit t_A und wie lange die Einschaltzeit t_{EIN} ist. Desgleichen ist die Anzahl der Umschaltvorgänge festgelegt, so daß sich insgesamt eine Gesamtzeitdauer für die gegensinnige Schaltung der Drehmasse von t_G ergibt. Ein solches System muß auf das entsprechende Fahrzeug abgestimmt sein und funktioniert dann einwandfrei. Nach Ablauf der Zeit t_G ist die Steuereinrichtung 8 wieder auf Überwachen nach dem Schwellwert S_1 geschaltet.

Bei System II wird auf die gleiche Weise wie bei System I der erste Abschaltvorgang in Abhängigkeit vom Startzeitpunkt t_S durchgeführt. Daraufhin wird die fest vorgegebene Ausschaltzeit t_A gangabhängig eingehalten und danach erfolgt wieder ein Einschaltvorgang. Der nächste Ausschaltvorgang ist jedoch vom Erkennen eines wieder aufgetretenen Schwellwertes S_1 abhängig und beim Erkennen eines solchen Schwellwertes wird dann beim zweiten Extremwert 2 der Signalfunktion S der nächste Ausschaltvorgang über die Erkennung des Extremwertes und die Festlegung des Startzeitpunktes t_S durchgeführt. Der gesamte Umschaltvorgang gemäß System II erfolgt nun so lange, wie der vorgegebene Schwellwert erkennbar überschritten wird. Dabei muß allerdings auch der Schwellwert S_2 gemäß Fig. 2 überwacht werden. Erst beim Abklingen der Schwingungen und beim Unterschreiten der Signalfunktion S unter den vorgegebenen Schwellwert S_1 bzw. S_2 werden die Umschaltvorgänge abgebrochen und der vorhergehende Schaltzustand der Reibungskupplung wieder hergestellt. Somit können die Einschaltzeiten t_{EIN} von aufeinanderfolgenden Schaltzyklen geringfügig voneinander differieren, während die Ausschaltzeiten t_A exakt gleich bemessen sind.

Bei System III erfolgt eine durchgehende Regelung sowohl der Aus- als auch Einschaltzeitpunkte nach dem Erkennen einer Lastwechselschwingung nach folgenden Kriterien: Die Ausschaltvorgänge werden jeweils über das Erkennen der Extremwerte 1, 2 und 3 der Signalfunktion durch Festlegen der Startzeitpunkte t_S durchgeführt und die jeweils darauffolgenden Einschaltvorgänge werden durch Werte der Signalfunktion S ausgelöst, die zwischen den Extremwerten liegen. Dabei können beispielsweise die Nulldurchgänge 6 zum Einschalten der Reibungskupplung herangezogen werden, es kann jedoch auch durch Versuch an den jeweiligen Fahrzeugen ein Punkt festgelegt werden, der nicht exakt mit einem Nulldurchgang übereinstimmt. Solche dazwischenliegende Werte können beispielsweise auch dann zum Festlegen eines Startzeitpunktes herangezogen werden, wenn beim Erkennen des Beginns einer Lastwechselschwingung die Kupplung ausgeschaltet war.

In den Fig. 4, 5 und 6 sind Blockschaltbilder der Systeme I, II und III wiedergegeben; sie dienen lediglich der Verdeutlichung des Ablaufs der Überwachung in der Steuereinrichtung 8.

Wie bereits in Verbindung mit Fig. 1 dargelegt, ist es jedoch auch möglich, daß die Steuereinrichtung 8 eine Lastwechselschwingungserkennung über den Bewegungsablauf des Sollwertstellers 29 des Motors 9 durchführt. Damit kann die Steuereinrichtung 8 wesentlich einfacher gehalten werden, da sie den Drehzahlverlauf nicht mehr überwachen muß. Nach Beendigung einer Momentenänderung durch den Sollwertsteller erfolgt

mit Zeitverzug die Änderung des mittleren Motormomentes M gemäß Fig. 1. Ist das mittlere Motormoment M auf den neuen Wert eingependelt, was bei Punkt 7 der Momentenkurve gemäß Fig. 1 der Fall ist, so ist auch etwa der erste Extremwert der Signalfunktion S erreicht. Somit kann also rechtzeitig auch vor dem ersten Drehzahlmaximum ein Umschaltvorgang für die Reibungskupplung eingeleitet werden. Der Zeitverzug t_v ist hierzu ausreichend groß. Er muß natürlich gangabhängig und fahrzeugspezifisch ermittelt und in der Steuereinrichtung 8 gespeichert sein. Im Anschluß an den ersten Ausschaltvorgang nach der Zeit t_v kann gemäß System I mit einem starren Zeittakt weitergearbeitet werden.

Fig. 7 zeigt das Blockschaltbild eines solchen Systems. Hierbei wird über die Gangerkennung der Steuereinrichtung 8 einmal die Verzugszeit, die Taktzeit und die Taktanzahl festgelegt.

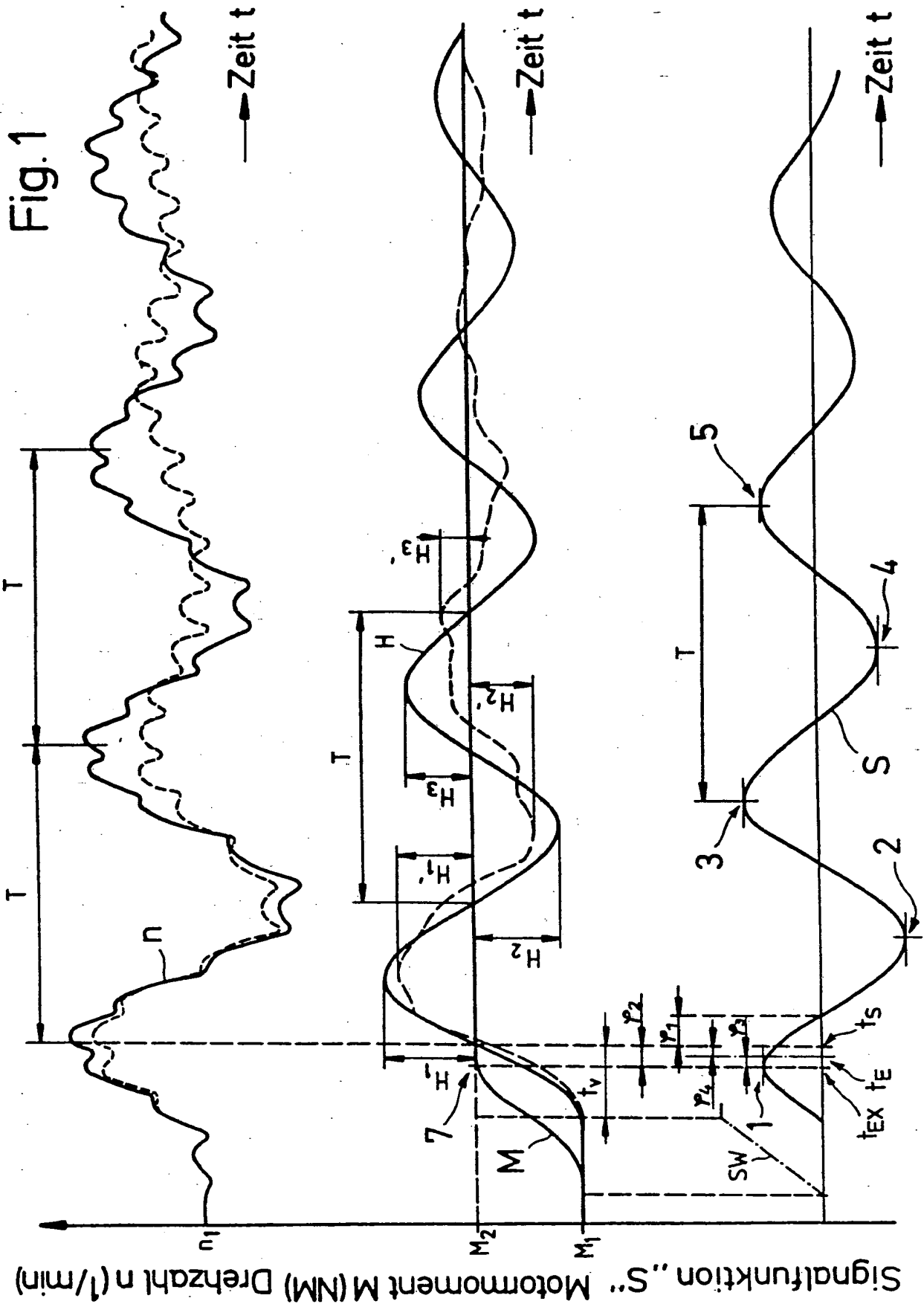
Fig. 8 zeigt ein Einbaubeispiel für die Drehmasse 23 in den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges. Im vorliegenden Falle ist die Drehmasse 23 zwischen Anfah- und Schaltkupplung 10 und Getriebe innerhalb des Kupplungsgehäuses 11 angeordnet. Im Kupplungsgehäuse 11 sind folgende Teile untergebracht: Die Kurbelwelle 16 des Motors reicht in das Gehäuse 11 und ist dort mit dem Schwungrad 17 fest verbunden. Mit dem Schwungrad 17 ist weiterhin die Anfah- und Schaltkupplung 10 verbunden, welche eine Kupplungsscheibe 18 mit einem Torsionsschwingungsdämpfer beinhaltet. Diese ist wiederum mit einer Getriebeeingangswelle 19 verbunden, die konzentrisch zum Kupplungsgehäuse 11 bis in das Getriebe hinein verläuft. Die Anfah- und Schaltkupplung 10 weist weiterhin einen Ausrücker 15 auf, der im vorliegenden Falle hydraulisch betätigt wird. Das Gehäuse 20 des Ausrückers 15 ist konzentrisch zur Getriebeeingangswelle 19 angeordnet und über eine Trennwand 21 am Kupplungsgehäuse 11 festgelegt. Am Außenumfang des Gehäuses 20 ist ein Lager 22 angeordnet, welches die Drehmasse 23 lagert. Die Drehmasse 23 ist zusätzlich mit einer Anpreßplatte 26 versehen, die zwar axial verlagerbar, aber umfangsmäßig über Tangentialblattfedern 27 fest mit der Drehmasse 23 verbunden sind. An die Anpreßplatte 26 anschließend erstreckt sich in radialer Richtung eine Kupplungsscheibe 25, welche auf der Getriebeeingangswelle 19 drehfest angeordnet ist. An die Kupplungsscheibe 25 anschließend ist am Kupplungsgehäuse 11 eine Magnetspule 28 angeordnet, welche durch Schließen und Öffnen eines Stromkreises das Eingreifen der Reibungskupplung 24 steuern kann, und zwar indem die Anziehungskräfte der Magnetspule 28 die Anpreßplatte 26 mit der Kupplungsscheibe 25 in reibende Berührung bringt, wodurch nach einer gewissen Rutschzeit Drehzahlgleichheit zwischen Getriebeeingangswelle 19 und Drehmasse 23 hergestellt ist.

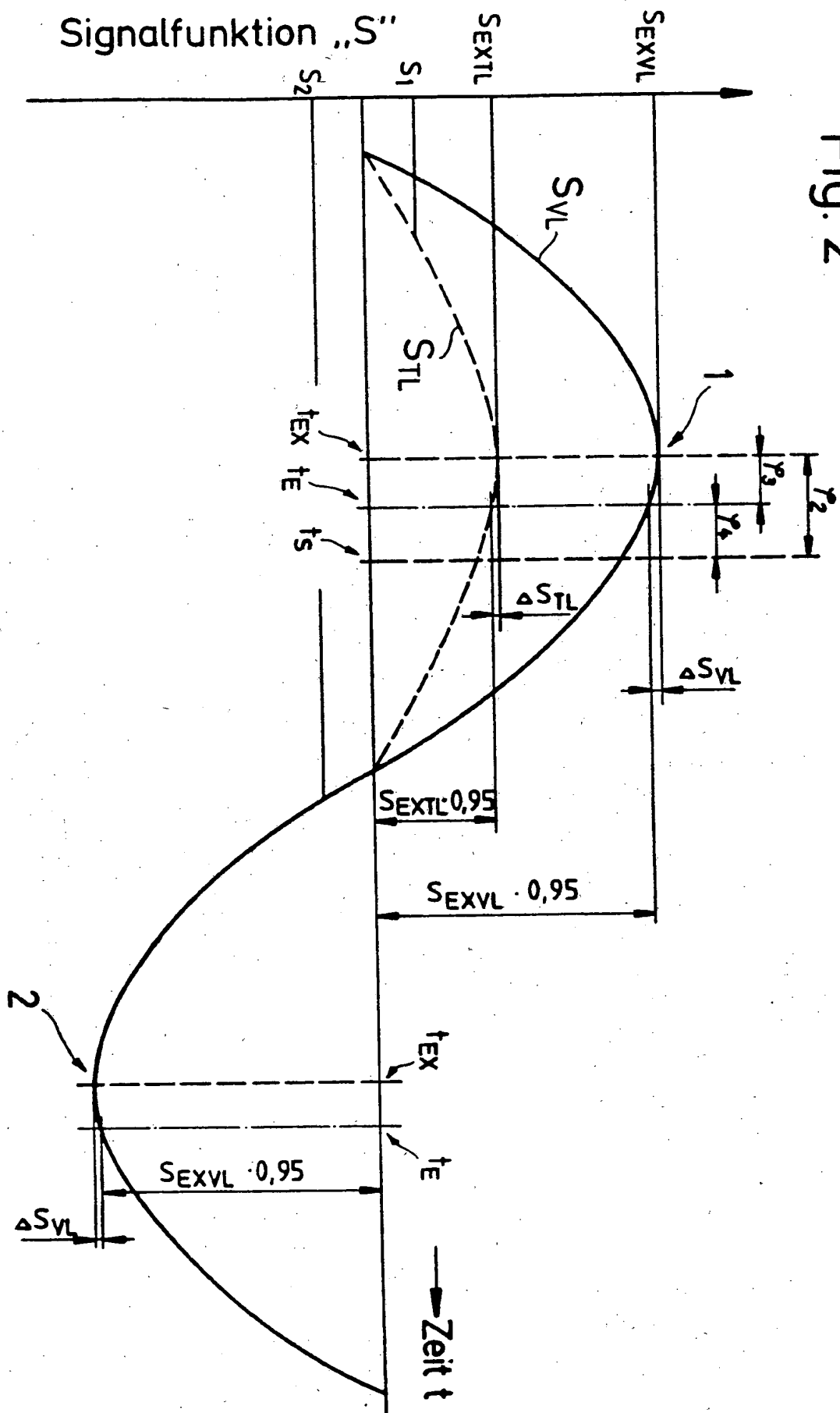
55

60

65

- Leerseite -





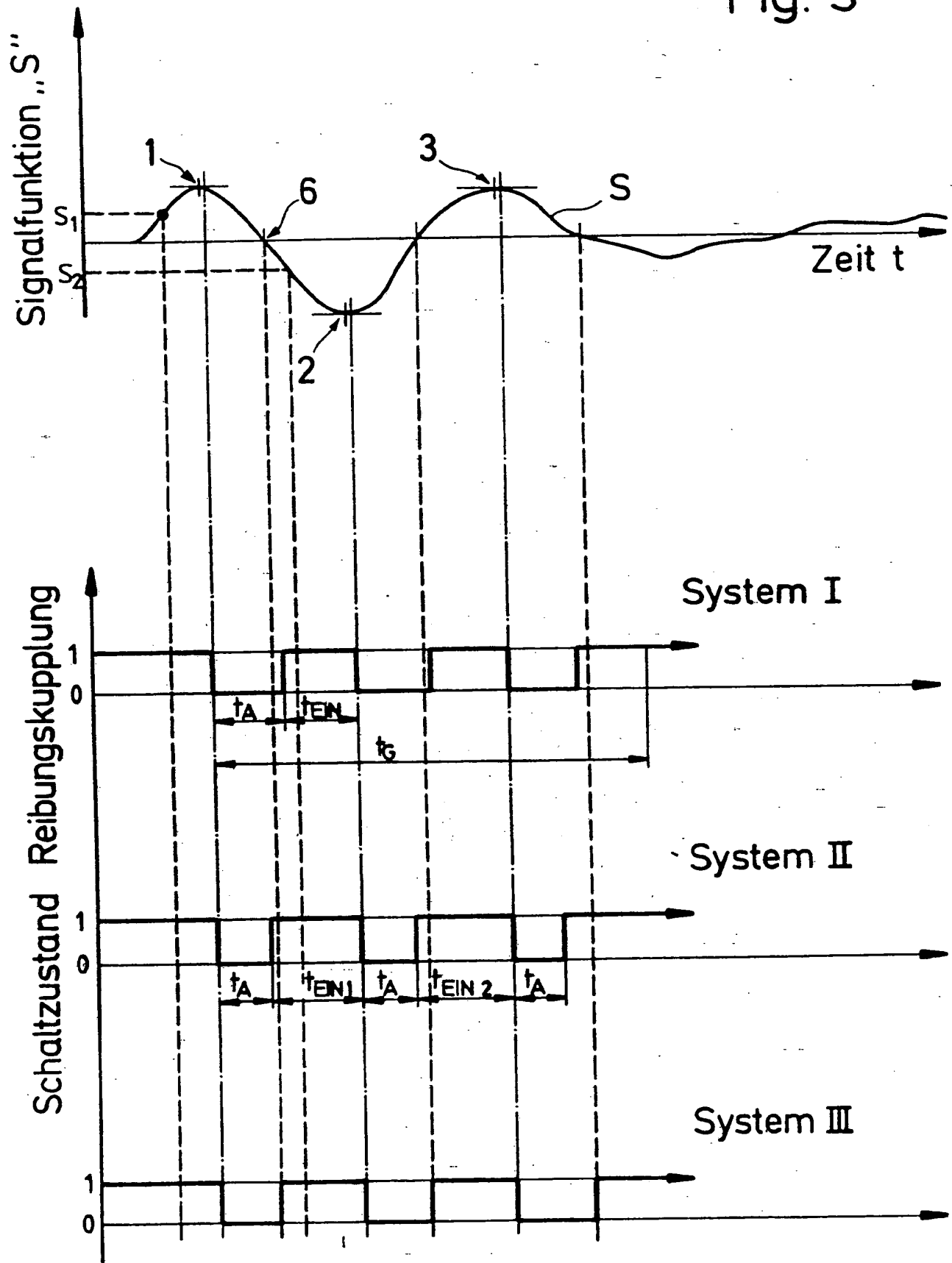


Fig. 4

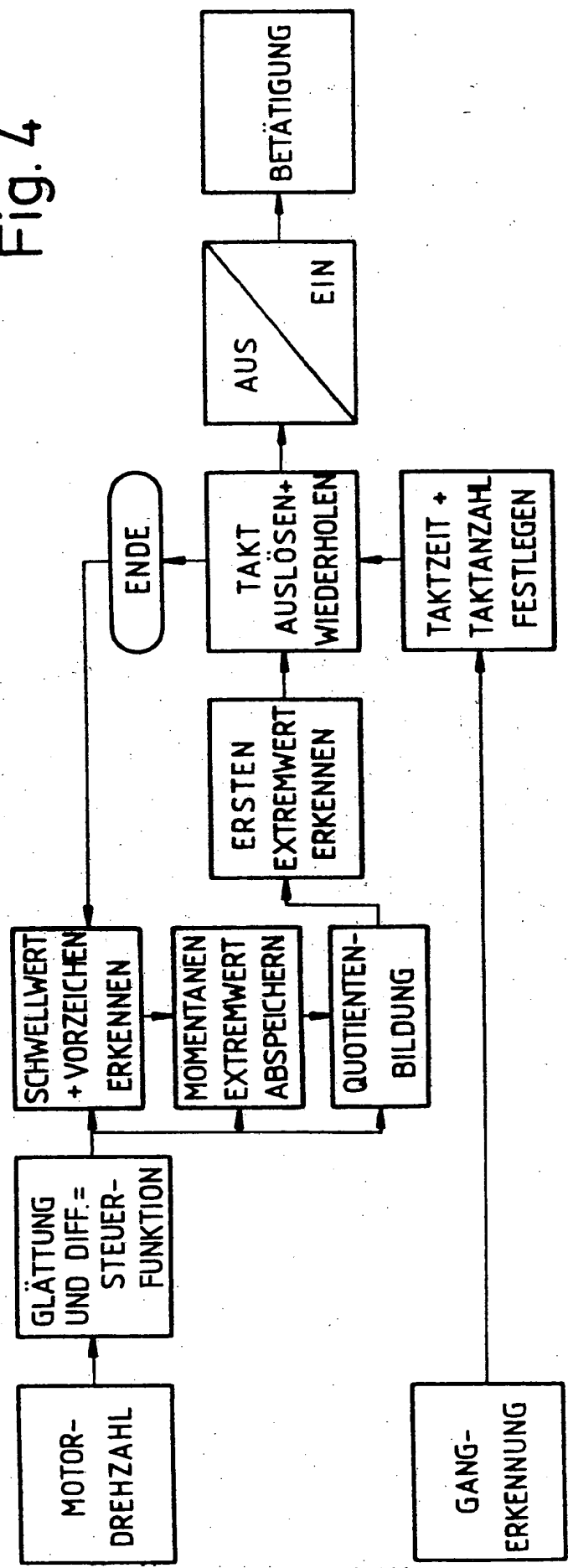


Fig. 5

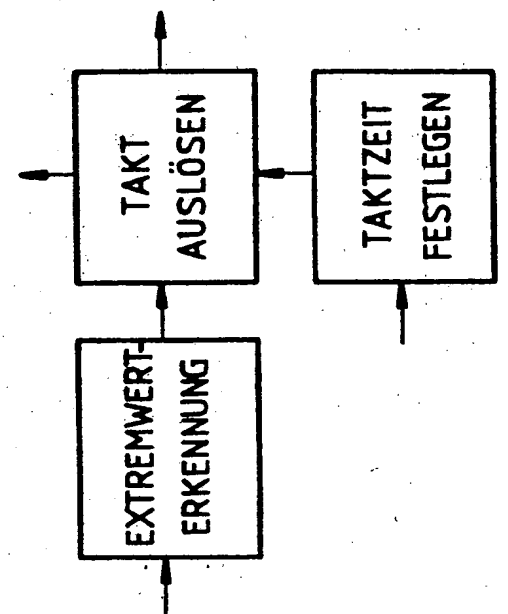


Fig. 6

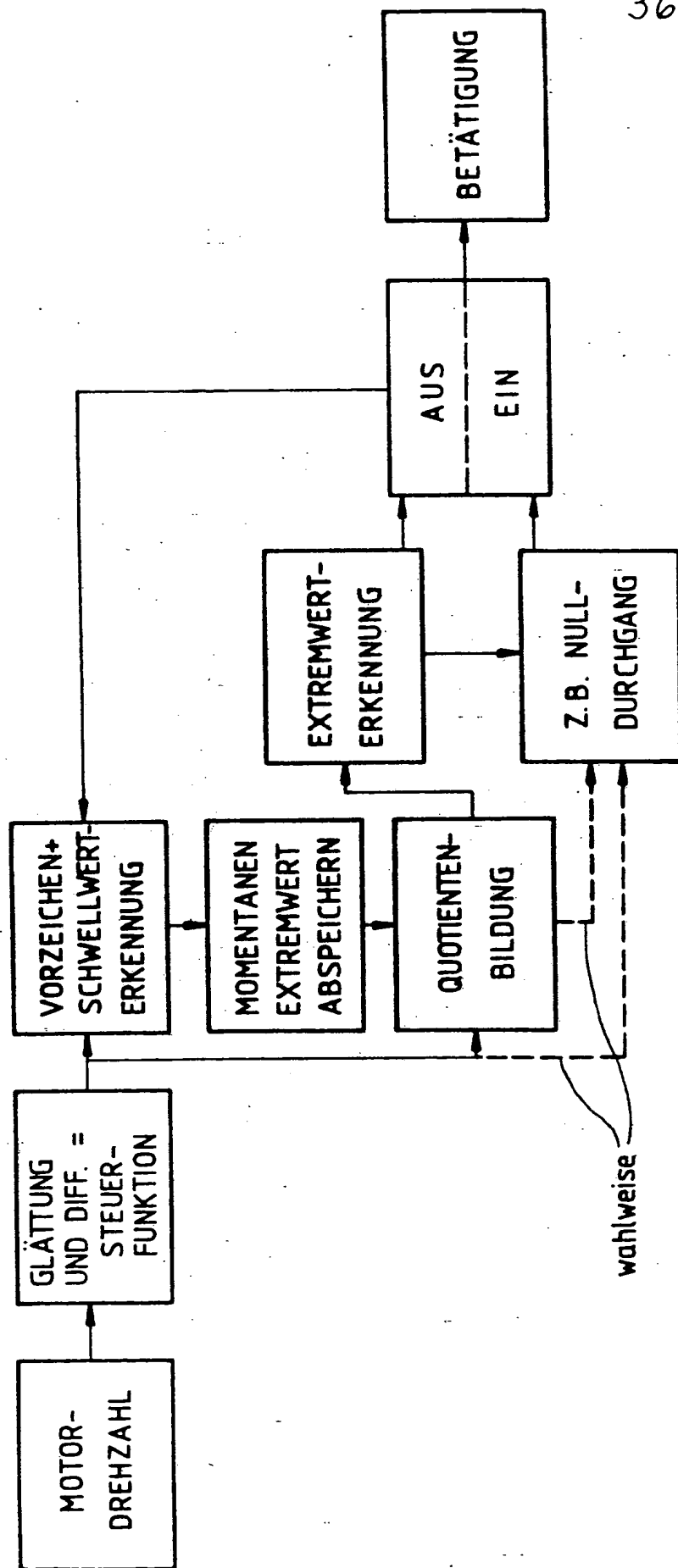


Fig. 7

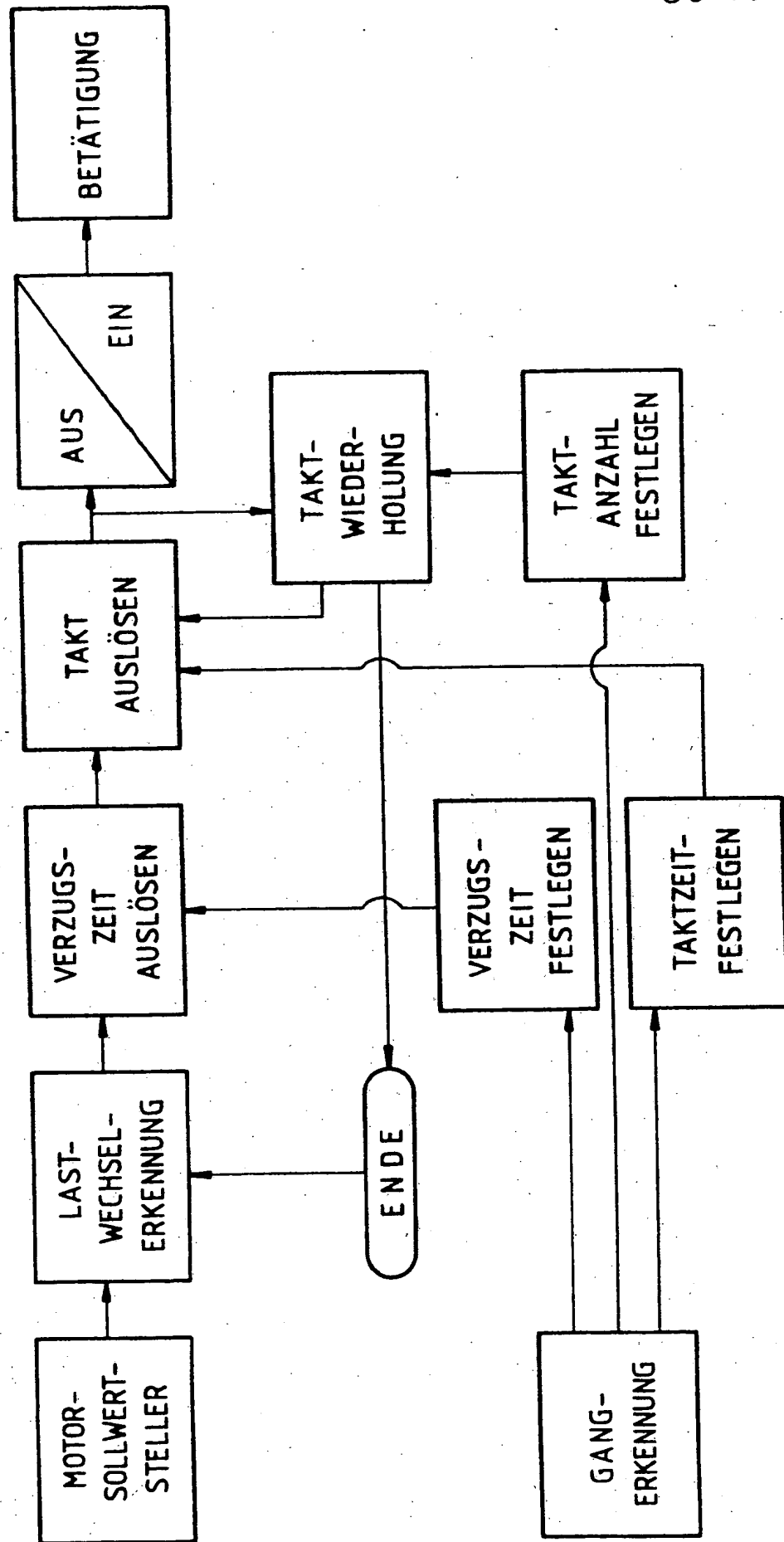
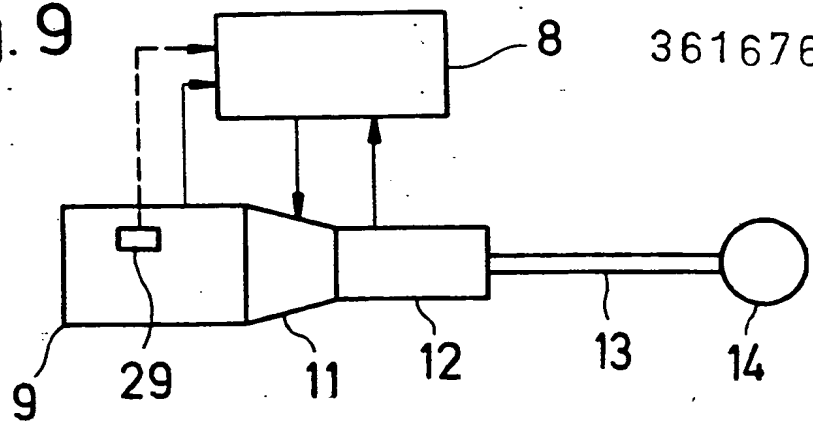


Fig. 9



3616768

Fig. 8

